

Pengaruh Variasi Jumlah Gigi *Wheel* terhadap Perbandingan Kontak serta Kecepatan Luncur Spesifik untuk Jumlah Gigi Pinion Minimum

Endi Sutikno

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya

Jl. MT. Haryono 167 Malang 65165, Indonesia

E-mail: endi_s@ub.ac.id; sutiknoendi@yahoo.com

Abstract

At the point of contact with the pinion and wheel surface contour of each involute produce different tangential velocity direction and magnitude, consequently normal component as sliding velocity will be different as well so as to produce friction or glide. This study looked at the effect on the speed of specific sliding pinion and gear wheel on a pair with a standard tooth profile involute full depth the wheel tooth number variation N_2 pressure angle ϕ gear module m on the condition minimum number of theoretical pinion tooth N_1 . The implementation of simulation research using Excel. Maximum specific sliding speed pinion occur at the initial point of contact K_2 module $m = 5\text{mm}$, pressure angle $\phi = 32^\circ$ and number of teeth $N_2 = 4$ wheel drive conditions under which $P_{\xi_{K2}} = -165,150$ at the point of escape/retreat contact K_1 on the same parameters $P_{\xi_{K1}} = 0.5084$. The specific sliding velocity maximum wheel occurs at the point of contact K_1 at the module off $m = 1.5\text{ mm}$, angle $\phi = 10^\circ$ press and $N_2 =$ number of teeth wheel drive 46 under the condition that $W_{\xi_{K1}} = -119.808$ minimum occur at the same parameters in the initial point of contact K_2 $W_{\xi_{K2}} = 1$.

Keyword : wheel numbers teeth, pressure angle, contact ratio, sliding velocity, specific sliding velocity

PENDAHULUAN

Roda gigi memindahkan momen melalui kontak lucurantara roda gigi yang berpasangan yakni pinion sebagai penggerak dan roda gigi besar (*wheel*). Selama kontak tersebut, kecepatan sudut bisa dianggap konstan. Kecepatan tangensial adalah sama besarnya hanya pada satu kondisi saja ketika di titik jarak bagi *pitch point* pada lintasan kontak, dimana tidak ada gesekan atau kecepatan luncur. Diluar titik tersebut, kecepatan tangensialnya berbeda, oleh karena itu dalam penelitian ini mengamati distribusi kecepatan luncur spesifik sepanjang lintasan kontak, dimulai saat awal kontak sampai lepas kontak.

Meningkatnya kecepatan relatif gesek dengan peningkatan jarak antara poros *gearing* dan titik kontak, maka kecepatan relatif telah memiliki nilai-nilai ekstrim pada ujung segmen *gearing* [2]. Luncuran (*Slidding*) ini juga maksimal di titik pendekatan (*approach mesh*) dan keluar pada lepas

kontak (*recess mesh*). [12] harga luncuran (*slidding*) spesifik tidak seberapa besar, dimana faktornya, adalah keausan profil gigi.

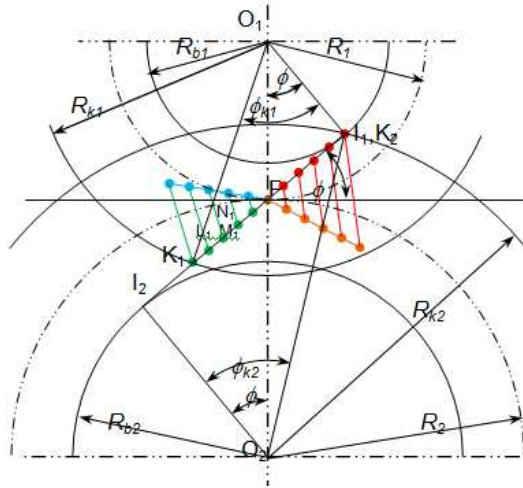
Kecepatan Luncur

Kecepatan tangensial terjadi pada suatu titik kontak pada lintasan kontak, yang kemudian terurai menjadi kecepatan yang searah dengan arah lintasan kontak dan kecepatan yang tegak lurus lintasan kontak. Komponen kecepatan tangensial yang tegak lurus lintasan sehingga menghasilkan kecepatan luncur. Kontak pinion dan wheel menghasilkan kecepatan tangensial yang berbeda arah dan besarnya, maka kecepatan luncur pinion dan *wheel* akan berbeda juga, sehingga terjadi gesekan pada titik kontak tersebut. [1]

Panjang lintasan kontak

Panjang lintasan kontak adalah lintasan yang dibentuk titik kontak pinion dan wheel

dari awal kontak di K_2 sampai lepas kontak di K_1 [7].



Gambar 1. Parameter pasangan roda gigi pinion wheel untuk parameter panjang lintasan kontak dan perbandingan kontak

Panjang lintasan kontak $K_1K_2 = Z$, Mabie, 1990

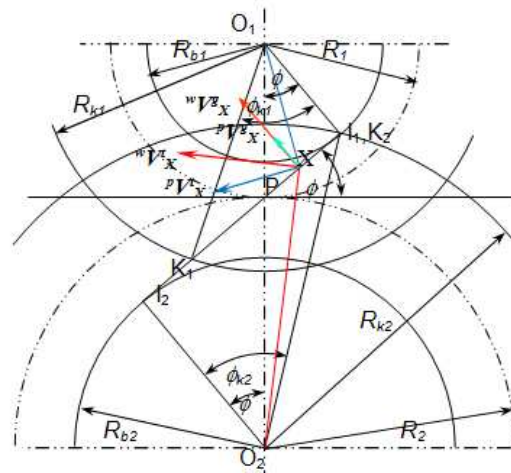
$$Z = (R_{b1} \tan \phi_{k1} + R_{b2} \tan \phi_{k2}) + (R_{b1} + R_{b2}) \tan \phi \quad (1)$$

Perbandingan kontak

Perbandingan kontak adalah panjang lintasan kontak dibandingkan dengan jarak gigi pada lingkaran dasar pinion. Jarak gigi pada lingkaran dasar pinion [3]. Dari Gambar 1 dirumuskan.

$$p_b = 2\pi R_{b1}/N_1 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{dimana: } R_{b1} &= R_1 \cos \phi \\ R_1 &= \frac{1}{2} N_1 m \\ R_{k1} &= R_1 + m \\ \tan \phi &= I_1 P / I_1 O_1 = I_2 P / I_2 O_2 \\ \tan \phi_{k1} &= I_1 K_1 / I_1 O_1 \\ \tan \phi_{k2} &= I_2 K_2 / I_2 O_2 \end{aligned}$$



Gambar 2. Kecepatan luncur di X segmen datang K_2

$$I_1 P = \frac{1}{2} N_1 m \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_1}\right)^2 - \cos^2 \phi}$$

$$I_2 P = \frac{1}{2} N_2 m \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_2}\right)^2 - \cos^2 \phi}$$

$$I_1 O_1 = R_{b1}, \quad I_2 O_2 = R_{b2}$$

Maka modifikasi persamaan panjang lintasan kontak pinion-wheel [8] didapatkan

$$\begin{aligned} Z &= \frac{N_1 m}{2} \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_1}\right)^2 - (\cos \phi)^2} \\ &+ \frac{N_2 m}{2} \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_2}\right)^2 - (\cos \phi)^2} - \left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right) m \sin \phi \end{aligned} \quad (3)$$

Persamaan jarak antar gigi pada lingkaran jarak bagi: $p_b = 2\pi R_{b1}/N_1 = \pi m \cos \phi$ maka perbandingan kontak [6]

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{Z}{p_b} = \frac{1}{2\pi} \left[N_1 \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_1}\right)^2 \sec^2 \phi - 1} + \right. \\ &\left. N_2 \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_2}\right)^2 \sec^2 \phi - 1} - (N_1 + N_2) \tan \phi \right] \end{aligned} \quad (4)$$

Jumlah minimum teoritis pinion

Dalam menentukan jumlah minimum teoritis pinion titik K_2 dibuat berimpit dengan I_1 , untuk kondisi gigi roda gigi standar:

$PI_2 > PK_1, PK_1 > PK_2$ dari Gambar 1 secara geometri didapatkan [11]

$$N_1 = \sqrt{(N_2)^2 + \frac{k}{\sin^2 \phi} (N_2 + k)} - N_2 \quad (5)$$

Kecepatan tangensial pinion pada sembarang titik kontak lintasan atau segmen datang, Gambar 2.

$${}^pV_X^t = O_1X \cdot \omega_1$$

Kecepatan luncur pinion pada sembarang titik X pada lintasan kontak, ${}^pV_X^g$

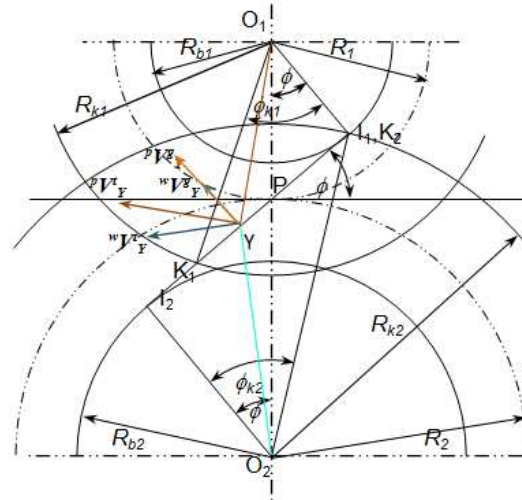
$$\begin{aligned} {}^pV_X^g &= {}^pV_X^t \sin \phi_{X1} = (O_1X \cdot \omega_1) \sin \phi_{X1} = (I_1X) \cdot \omega_1 \\ I_1X &= I_1K_2 + K_2X = (PI_1 - (I_2K_2 - PI_2)) + (a/X)PK_2 \\ I_1X &= ((PI_1 + PI_2) - I_2K_2) + (a/X)PK_2 \\ I_1X &= (PI_1 + PI_2) - I_2K_2 + (a/X)(I_2K_2 - PI_2) \\ I_1X &= (PI_1 + (1 - a/X)PI_2) - (1 - a/X)I_2K_2 \\ I_1X &= R_1 \sin \phi + (1 - a/X)R_2 \sin \phi - (1 - a/X)\{ \sqrt{R_{k2}^2 - R_{b2}^2} \} \end{aligned}$$

Maka kecepatan luncur pinion pada segmen datang, K_2P :

$$\begin{aligned} {}^pV_X^g &= \omega_1 \left\{ \left(R_1 + \left(1 - \frac{a}{X} \right) R_2 \right) \sin \phi \right\} \\ &\quad - \left(1 - \frac{a}{X} \right) R_2 \sqrt{\left(1 + \frac{mk}{R_2} \right)^2 - \cos^2 \phi} \end{aligned} \quad (6)$$

Kecepatan luncur *wheel* pada segmen datang

$$\begin{aligned} {}^wV_X^g &= {}^pV_X^t \sin \angle XO_2I_2 = (O_2X \cdot \omega_2) \sin \angle XO_2I_2 = I_2X \cdot \omega_2 \\ I_2X &= K_2I_2 - K_2X = K_2I_2 - (a/X)PK_2 = K_2I_2 - (a/X)(I_1X - PI_1) \\ I_2X &= \{ 1 - (a/X) \} K_2I_2 - (a/X)PI_1 \\ I_2X &= \{ 1 - (a/X) \} K_2I_2 - (a/X)PI_1 \\ {}^wV_X^g &= R_2 \omega_2 \left\{ \left(1 - \frac{a}{X} \right) \sqrt{\left(1 + \frac{mk}{R_2} \right)^2 - \cos^2 \phi} - \left(\frac{a}{X} \right) \sin \phi \right\} \end{aligned} \quad (7)$$



Gambar 3. Kecepatan luncur di Y segmen undur PK_1

Pada lintasan undur PK_1 , kecepatan luncur pinion, Gambar 3:

$$\begin{aligned} {}^pV_Y^g &= {}^pV_Y^t \sin \angle I_1O_1Y = (O_1Y \cdot \omega_1) \sin \angle I_1O_1Y = I_1Y \cdot \omega_1 \\ I_1Y &= I_1P + PY = I_1P + (b/Y)K_1P = I_1P + (b/Y)[K_1I_1 - PI_1] \\ I_1Y &= (1 - b/Y)I_1P + (b/Y)K_1I_1 \\ {}^pV_Y^g &= R_1 \omega_1 \left\{ \left(1 - \frac{b}{Y} \right) \sin \phi + \left(\frac{b}{Y} \right) \sqrt{\left(1 + \frac{mk}{R_1} \right)^2 - (\cos \phi)^2} \right\} \end{aligned} \quad (8)$$

Kecepatan luncur *wheel* segmen undur

$$\begin{aligned} {}^wV_Y^g &= {}^wV_Y^t \sin \angle I_2O_2Y = (O_2Y \cdot \omega_2) \sin \angle I_2O_2Y = I_2Y \cdot \omega_2 \\ I_2Y &= I_2P - PY = I_2P + (b/Y)K_1P = I_2P + (b/Y)[K_1I_1 - PI_1] \\ I_2Y &= I_2P - (b/Y)I_1P + (b/Y)K_1I_1 \\ {}^wV_Y^g &= \left[\left\{ R_2 - \left(\frac{b}{Y} \right) R_1 \right\} \sin \phi + \left(\frac{b}{Y} \right) R_1 \sqrt{\left(1 + \frac{mk}{R_1} \right)^2 - (\cos \phi)^2} \right] \omega_2 \end{aligned} \quad (9)$$

Kecepatan luncur spesifik pinion untuk segmen datang merupakan perbandingan selisih kecepatan luncur pinion terhadap kecepatan luncur *wheel* dibagi dengan kecepatan luncur pinion, sedangkan kecepatan luncur spesifik *wheel* merupakan perbandingan selisih kecepatan luncur *wheel*

terhadap kecepatan luncur pinion dibagi dengan kecepatan luncur *wheel* [4]

$$p_{\xi_X} = \frac{\left(1 + \frac{a}{X}\right) \sin \phi + \left(1 - \frac{a}{X}\right) \left\{ i \sin \phi - (i+1) \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_2}\right)^2 - (\cos \phi)^2} \right\}}{\sin \phi + \left(1 - \frac{a}{X}\right) i \left\{ \sin \phi - \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_2}\right)^2 - \cos^2 \phi} \right\}} \quad (10)$$

Kecepatan luncur spesifik wheel untuk segmen datang

$$w_{\xi_X} = \frac{(i+1) \left\{ \left(1 - \frac{a}{X}\right) \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_2}\right)^2 - \cos^2 \phi} - \sin \phi \right\} - \left(1 - i\right) \left(\frac{a}{X}\right) \sin \phi}{\left\{ \left(1 - \frac{a}{X}\right) \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_2}\right)^2 - \cos^2 \phi} - \left(\frac{a}{X}\right) \sin \phi \right\}} \quad (11)$$

Kecepatan luncur spesifik pinion untuk segmen undur

$$p_{\xi_Y} = \frac{pV_Y^g - wV_Y^g}{pV_Y^g}$$

$$w_{\xi_Y} = \frac{(i-1) \left(\frac{b}{Y}\right) \left\{ \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_2}\right)^2 - (\cos \phi)^2} - \sin \phi \right\}}{i \left\{ \left(1 - \frac{b}{Y}\right) \sin \phi + \left(\frac{b}{Y}\right) \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_2}\right)^2 - (\cos \phi)^2} \right\}} \quad (12)$$

Kecepatan luncur spesifik wheel untuk segmen undur

$$p_{\xi_Y} = \frac{pV_Y^g - wV_Y^g}{pV_Y^g}$$

$$w_{\xi_Y} = \frac{\left(1 - i\right) \left(\frac{b}{Y}\right) \left\{ \sqrt{\left(1 + \frac{mk}{N_1}\right)^2 - (\cos \phi)^2} - \sin \phi \right\}}{\left[i \sin \phi + \left(\frac{b}{Y}\right) \left\{ \sqrt{\left(1 + \frac{mk}{N_1}\right)^2 - (\cos \phi)^2} - \sin \phi \right\} \right]} \quad (13)$$

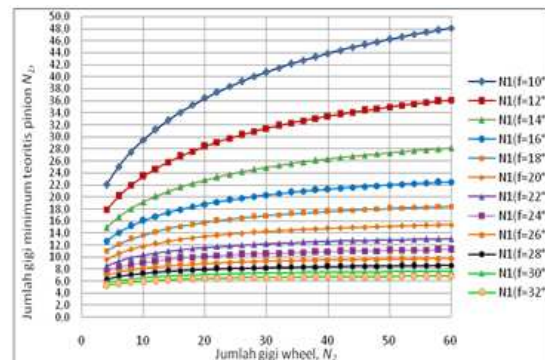
Kecepatan luncur spesifik menunjukkan karakteritis dari besarnya gesekan akibat perbedaan kecepatan luncur pinion dan *wheel* selama kontak terhadap kecepatan luncur referensinya (pinion atau *wheel*), sepanjang lintasan kontak, pada segmen datang K_2P dan segmen undur PK_1 .

Variabel untuk jumlah gigi wheel: $4 \leq N_2 \leq 60$ dengan $\Delta N_2 = 2$. Modul gigi roda gigi

$m = 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 \text{ mm}$ dan sudut tekan $10^\circ \leq \phi \leq 32^\circ$ dengan $\Delta \phi = 2^\circ$ [10]

Persamaan (5) menghasilkan grafik pada Gambar 4, jumlah gigi minimum teoritis pinion cenderung naik, dengan meningkatnya jumlah gigi *wheel* N_2 . Tabel 1, tabulasi perbandingan putaran, $i=1$. Untuk $i < 1$, transmisi *overdrive* laju peningkatan pertambahan N_1 lebih tinggi daripada ketika $i > 1$, transmisi *underdrive* [9] laju peningkatan N_1 menurun, dan cenderung konstan. Pada jumlah gigi wheel yang sama untuk sudut tekan ϕ yang semakin besar, $1/\sin^2 \phi$ menurun sehingga N_1 menurun. Maksimum pada sudut tekan $\phi = 10^\circ$, yang minimum pada sudut tekan $\phi = 32^\circ$, ketika pada sudut $\phi \geq 26^\circ$ pada N_1 cenderung konstan, karena laju peningkat N_1 terhadap ϕ relatif mendekati sama.

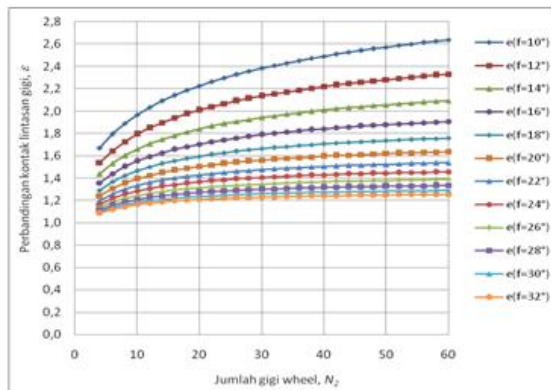
Kecepatan luncur pinion pada titik awal kontak K_2 $pV_{K_2}^g$ nol karena kecepatan tangensialnya tepat tegak lurus dengan jari-jari dasar $O_1I_1 = R_{b1}$ sehingga komponen luncurnya nol. Untuk posisi kontak L_2, M_2, N_2, Q_2 dan P , semakin meningkat karena $O_1L_2 < O_1M_2 < O_1N_2 < O_1Q_2 < O_1P$. Sehingga pada segmen datang sepanjang K_2P : $pV_{K_2}^g < pV_{L_2}^g < pV_{M_2}^g < pV_{N_2}^g < pV_{Q_2}^g < pV_P^g$.



Gambar 4. Jumlah gigi minimum teoritis pinion terhadap jumlah gigi wheel (untuk semua modul gigi)

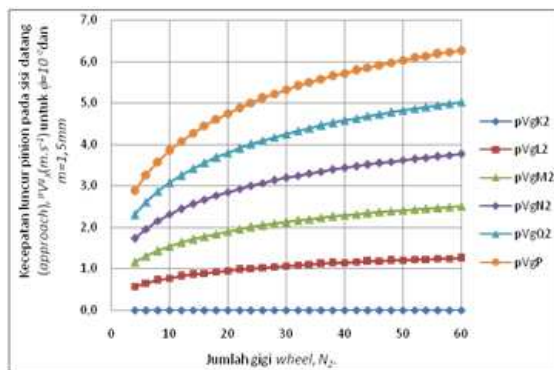
Tabel 1: Nilai batas N_2 ketika $i = 1$

$\theta (^\circ)$	10	12	14	16	18	20
N_2	45,196	31,814	23,741	18,498	14,900	12,323
$\theta (^\circ)$	22	24	26	28	30	32
N_2	10,414	8,959	7,825	6,923	6,194	5,596



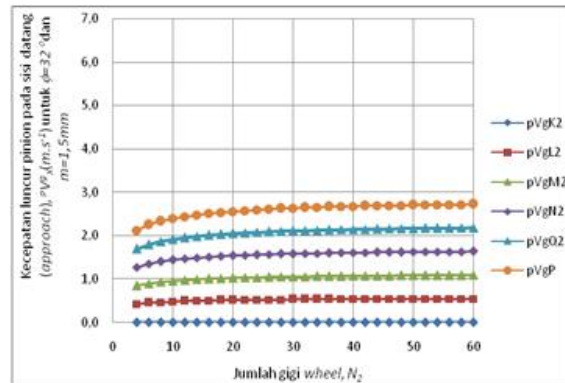
Gambar 5. Perbandingan kontak terhadap jumlah gigi *wheel* (untuk semua modul gigi)

Sedangkan dari persamaan (4) didapatkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 5.

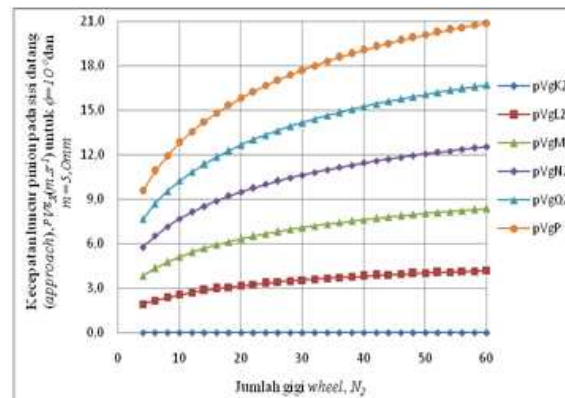


Gambar 6. Kecepatan luncur pinion pada titik-titik kontak sepanjang segmen datang $K_2P, m=1,5mm; \phi=10^\circ$

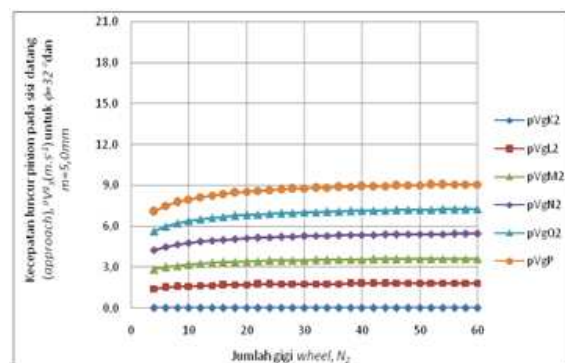
Meningkatnya N_2 jari-jari kecepatan meningkat maka kecepatan luncur cenderung meningkat. Dari Gambar 4, bahwa N_1 pada $\phi=10^\circ > N_1$ pada $\phi=32^\circ$ untuk N_2 yang sama, maka kecepatan luncur pinion segmen datang untuk modul yang sama bahwa maksimum pada $\phi=10^\circ$ dan minimum pada $\phi=32^\circ$; Gambar 6 dan Gambar 7 bila modulnya meningkat kecepatan luncur pinion cenderung meningkat Gambar 8 dan Gambar 9.



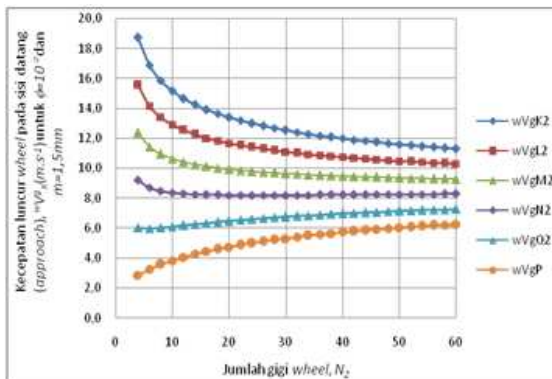
Gambar 7. Kecepatan luncur pinion pada titik-titik kontak sepanjang segmen datang $K_2P, m=1,5mm; \phi=32^\circ$



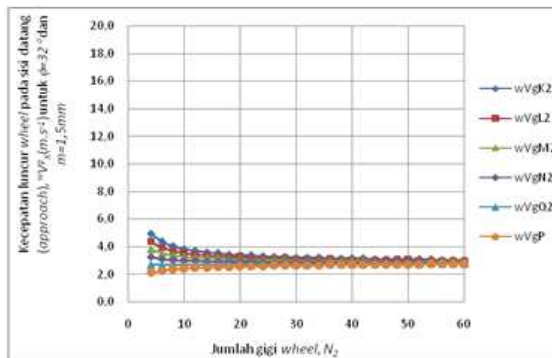
Gambar 8. Kecepatan luncur pinion pada titik-titik kontak sepanjang segmen datang $K_2P, m=5,0mm; \phi=10^\circ$



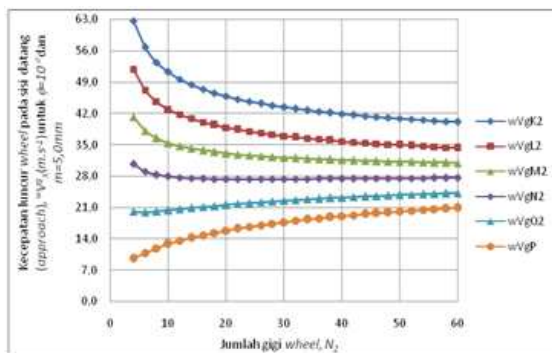
Gambar 9. Kecepatan luncur pinion pada titik-titik kontak sepanjang segmen datang $K_2P, m=5,0mm; \phi=32^\circ$



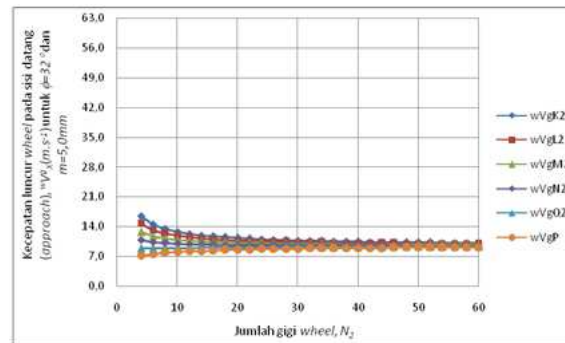
Gambar 10. Kecepatan luncur *wheel* pada titik-titik kontak sepanjang segmen datang $K_2P, m=1,5\text{mm}; \phi=10^\circ$



Gambar 11. Kecepatan luncur *wheel* pada titik-titik kontak sepanjang segmen datang $K_2P, m=1,5\text{mm}; \phi=32^\circ$



Gambar 12. Kecepatan luncur *wheel* pada titik-titik kontak sepanjang segmen datang $K_2P, m=5,0\text{mm}; \phi=10^\circ$



Gambar 13. Kecepatan luncur *wheel* pada titik-titik kontak sepanjang segmen datang $K_2P, m=5,0\text{mm}; \phi=32^\circ$

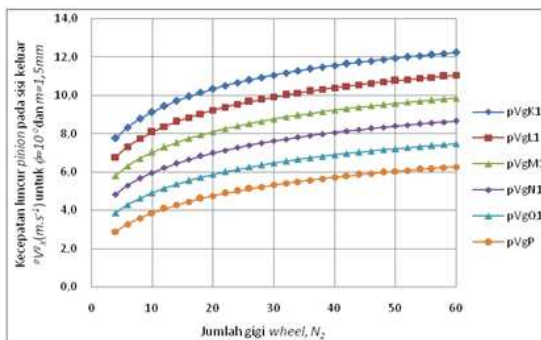
Kecepatan luncur *wheel* segmen datang di awal kontak K_2 yang paling tinggi dibanding di titik jarak bagi P , ${}^wV_{K2}^g > {}^wV_P^g$, $O_2K_2 > O_2P$. Karena pada $\phi=10^\circ$ menghasilkan $N_1 >$ pada $\phi=32^\circ$, sehingga jari-jari kecepatan luncur *wheel* R_{K2} , Gambar 1, Gambar 3, di K_2 untuk modul yang sama adalah tertinggi, sehingga kecepatan luncur *wheel* di titik yang lain lebih rendah untuk segmen datang, Gambar 10 sampai Gambar 13.

$${}^wV_{K2}^g = \frac{1}{2} N_2 m \omega_2 \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_2}\right)^2 - \cos^2 \phi} \quad (14)$$

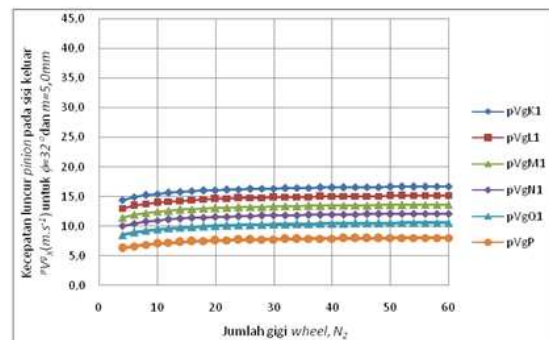
Untuk modul dan sudut tekan yang sama meningkatnya N_2 perbandingan putaran i meningkat, sehingga kecepatan sudut *wheel* ω_2 menurun, radikal persamaan (14) menurun juga, karena itu ${}^wV_{K2}^g$ juga menurun. Titik-titik kontak yang lain pada segmen datang, L_2 , M_2 , N_2 , Q_2 dan P , semakin meningkat karena $O_2K_2 > O_2L_2 > O_2M_2 > O_2N_2 > O_2Q_2 > O_2P$. maka ${}^wV_{K2}^g > {}^wV_{L2}^g > {}^wV_{M2}^g > {}^wV_{N2}^g > {}^wV_{Q2}^g > {}^wV_P^g$. Maksimum pada $m=5\text{mm}$, $\phi=10^\circ$ di K_2 untuk $N_2=4$ kondisi *overdrive*.

Pada titik-titik kontak segmen undur/lepas PK_1 , kecepatan luncur pinion pada titik lepas kontak K_1 yang paling tinggi dibanding titik lainnya P , Q_1 , N_1 , M_1 , L_1 . karena $O_1K_1 > O_1L_1 > O_1M_1 > O_1N_1 > O_1Q_1 > O_1P$.

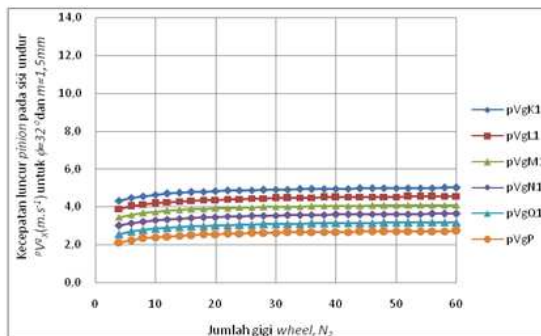
$${}^pV_{K1}^g = \frac{1}{2} N_1 m \omega_1 \sqrt{\left(1 + \frac{2k}{N_1}\right)^2 - \cos^2 \phi} \quad (15)$$



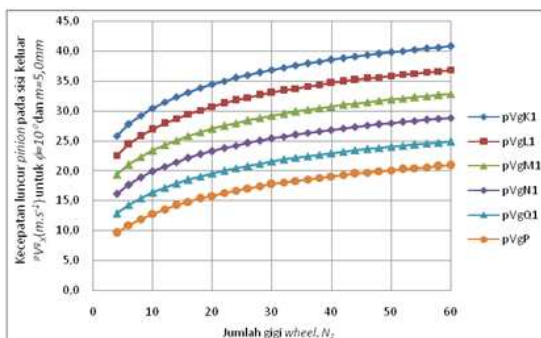
Gambar 14.Kecepatan luncur pinion pada titik kontak sepanjang segmen undur PK_1 , $m=1,5\text{mm}$; $\phi=10^\circ$



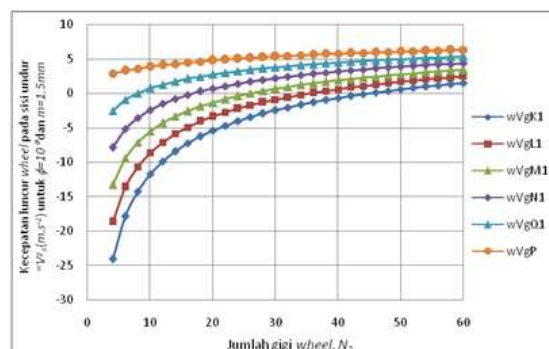
Gambar 17.Kecepatan luncur pinion pada titik kontak sepanjang segmen undur PK_1 , $m=5,0\text{mm}$; $\phi=32^\circ$



Gambar 15.Kecepatan luncur pinion pada titik kontak sepanjang segmen undur PK_1 , $m=1,5\text{mm}$; $\phi=32^\circ$

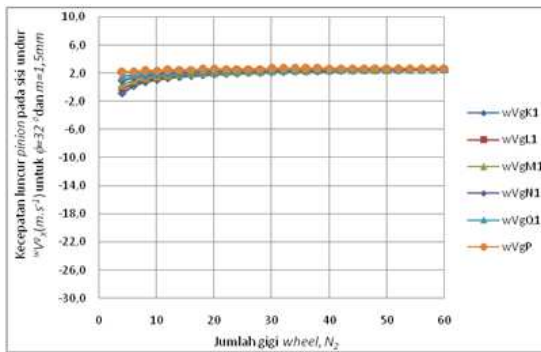


Gambar 16.Kecepatan luncur pinion pada titik kontak sepanjang segmen undur PK_1 , $m=5,0\text{mm}$; $\phi=10^\circ$

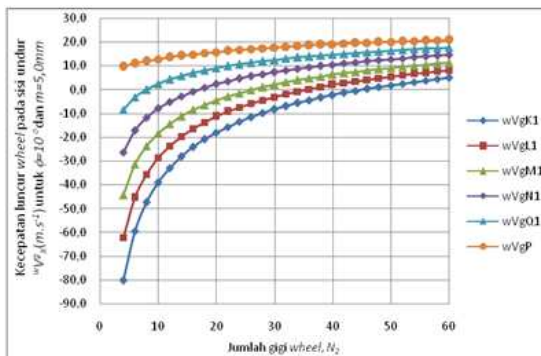


Gambar 18.Kecepatan luncur wheel pada titik kontak sepanjang segmen undur PK_1 , $m=1,5\text{mm}$; $\phi=10^\circ$

Dari Gambar 4 N_1 meningkat dengan meningkatnya N_2 , sehingga O_1K_1 juga meningkat, ω_1 konstan dalam simulasi ini, pVgK_1 meningkat, persamaan (15). Demikian juga untuk ϕ yang sama bila modul bertambah kecepatan luncur pinion undur semakin besar. Kembali ke Gambar 4 bila ϕ semakin besar pada m yang sama N_1 menurun, karena itu pVgK_1 untuk $\phi=10^\circ$ > pada $\phi=32^\circ$. Maksimum terjadi pada $m=5\text{mm}$, $\phi=10^\circ$ pada $N_2=60$ underdrive. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 14 sampai Gambar 17.



Gambar 19. Kecepatan luncur *wheel* pada titik kontak sepanjang segmen undur PK_1 , $m=1,5\text{mm}$; $\phi=32^\circ$



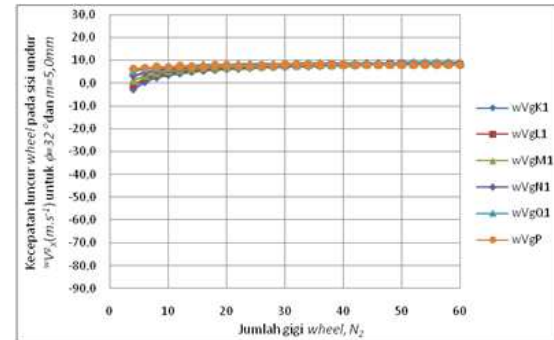
Gambar 20. Kecepatan luncur *wheel* pada titik kontak sepanjang segmen undur PK_1 , $m=5,0\text{mm}$; $\phi=10^\circ$

Kecepatan luncur *wheel* segmen undur PK_1 umumnya meningkat dalam arti vektor, dengan bertambahnya jumlah gigi *wheel*. Negatif menunjukkan arah kecepatan luncur mengarah radial kedalam *wheel* sedang untuk nilai skalar, menurun. Pada kontak K_1 , ketika $N_2 < 46$, $PK_1 > PL_2$, sehingga $O_2K_1 > O_2L_2$, $^P V_{K_1}^G$ paling tinggi dan gigi *wheel* *undercutting*, *overdrive*, tepat ketika $K_1 = L_2$ maka $i=1$ sehingga $^w V_{K_1}^G = 0$. Bila $i > 1$ kecepatan luncur positif, mengarah keluar *wheel*, besarnya meningkat.

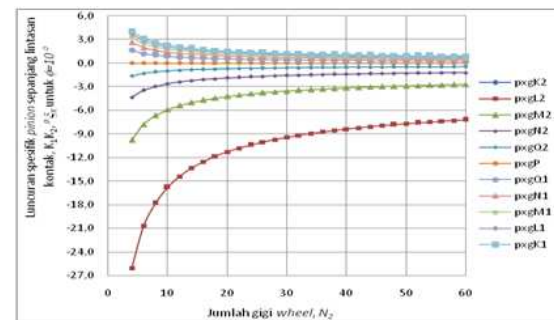
Bila ϕ bertambah N_1 menurun, Gambar 4. Bila modul bertambah kecepatan luncur juga meningkat, dan maksimum

$$^w V_{K_1}^G = \frac{1}{2} N_1 m [(1+i) \sin \phi - \sqrt{(1 + \frac{2k}{N_1})^2 - \cos^2 \phi}] \omega_2 \quad (16)$$

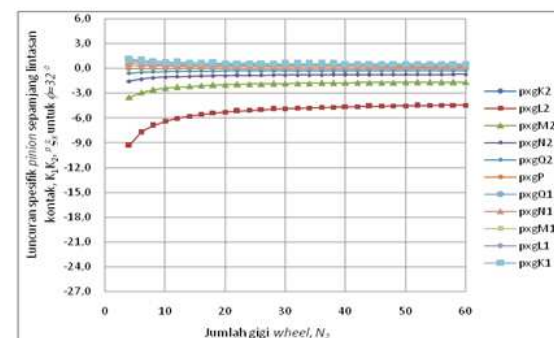
di titik kontak K_1 pada $N_2=4$ ($N_1=22,063$), $\phi=10^\circ$ dan $m=5\text{mm}$. Gambar 18 sampai Gambar 21.



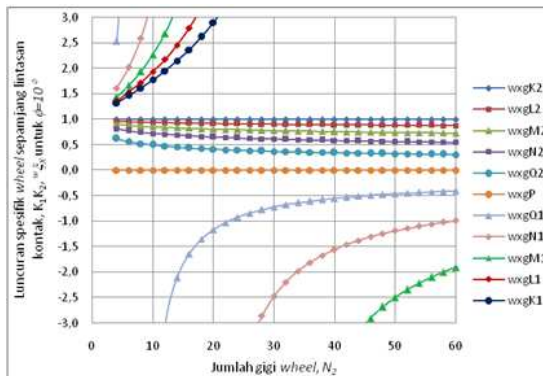
Gambar 21. Kecepatan luncur *wheel* pada titik kontak sepanjang segmen undur PK_1 , $m=5,0\text{mm}$; $\phi=32^\circ$



Gambar 22. Kecepatan luncur spesifik pinion $^P \xi_x$ sepanjang lintasan kontak K_1K_2 ; $\phi=10^\circ$



Gambar 23. Kecepatan luncur spesifik pinion $^P \xi_x$ sepanjang lintasan kontak K_1K_2 ; $\phi=32^\circ$



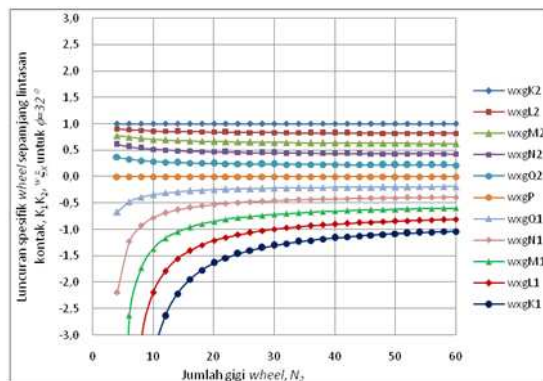
Gambar 24. Kecepatan luncur spesifik *wheel* $w\xi_x$ sepanjang lintasan kontak K_1K_2 ; $\phi=10^\circ$

Kecepatan luncur spesifik pinion

$$p\xi_x = \frac{pV_X^g - wV_X^g}{pV_X^g} \quad (17)$$

X adalah titik kontak yang diamati yaitu: pada segmen datang K_2, L_2, M_2, N_2, Q_2 , titik jarak bagi P, segmen undur Q_1, N_1, M_1, L_1, K_1 .

Dari hasil simulasi kecepatan luncur, maksimum terjadi pada titik awal kontak K_2 dan titik akhir kontak K_1 , maka pembahasan kecepatan luncur spesifik hanya pada kedua titik tersebut. Untuk pinion maksimum pada



Gambar 25. Kecepatan luncur spesifik *wheel* $w\xi_x$ sepanjang lintasan kontak K_1K_2 ; $\phi=32^\circ$

$N_2=4$, $\phi=10^\circ$ dan $m=1,5$ di K_2 , $p\xi_{K2} = -187219,175$. Tanda negatif, karena vektor wV_{K2}^g berlawanan dengan ω_1 pada pinion. Berikut yang terbesar adalah di L_2, M_2 dan seterusnya sampai K_1 , Gambar 22. Karena sistem roda gigi *overdrive*, sehingga pinion lebih besar dari *wheel*, sehingga jari-jari *wheel*

ke K_2 lebih besar daripada ke K_1 . Ketika sudut tekan ϕ meningkat untuk N_2 yang sama N_1 menurun, karena itu untuk $\phi=32^\circ$, wV_{K2}^g lebih rendah dari pada ketika $\phi=10^\circ$ sehingga menghasilkan $p\xi_{K2}$ untuk $\phi=32^\circ$ lebih kecil dari $p\xi_{K2}$ $\phi=10^\circ$. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 22 sampai Gambar 25.

Kecepatan luncur spesifik pinion

$$w\xi_x = \frac{wV_X^g - pV_X^g}{wV_X^g} \quad (18)$$

Dari persamaan (18) maksimum bila $wV_X^g - wV_X^g$ maksimum, termasuk negatif dan wV_X^g minimum, mendekati nol. Dan kecepatan luncur spesifik *wheel* maksimum terjadi saat kontak di titik N_1 untuk jumlah gigi *wheel* $N_2=12$ jumlah gigi pinion $N_1=24,701$ pada sudut kontak $\phi=12^\circ$, untuk semua modul, karena pada saat kontak di titik N_1 , menghasilkan kecepatan luncur *wheel* paling rendah $wV_{N1}^g = 0,0045 \text{ m/s}$ pada segmen undur. Ketika sudut $\phi=32^\circ$, untuk semua modul, kondisi underdrive, diameter *wheel* lebih besar dari pinion, dimana saat $N_2 > 5,596$ (teoritis), N_1 cenderung konstan, akibatnya jari-jari kecepatan pada titik-titik kontak segmen undur.

KESIMPULAN

Kecepatan luncur spesifik segmen datang pinion semakin meningkat dengan bertambahnya jumlah gigi *wheel* dan semakin meningkatnya sudut tekan laju peningkatan semakin rendah dan cenderung mendekati konstan, dengan arah negatif, atau kurang dari satu. Untuk *wheel* kecepatan luncur spesifik menurun dan cenderung konstan untuk peningkatan jumlah gigi dan sudut tekan dan berharga dari nol sampai satu. Kecepatan luncur spesifik negatif maksimum pada titik awal kontak nol pada titik jarak bagi dan positif maksimum di titik kontak undur/lepas. Kecepatan luncur spesifik segmen undur pinion dengan bertambahnya jumlah gigi *wheel* dan sudut tekan semakin menurun dan cenderung konstan dan selalu lebih besar satu, untuk *wheel* semakin meningkat dengan bertambahnya jumlah gigi *wheel* dan sudut tekan. Laju peningkatan cukup tinggi pada titik kontak undur/lepas dan

lajunya berkurang bila titik kontak mendekati titik jarak bagi, tepat di jarak bagi kecepatan luncurnya nol.

Kecepatan luncur spesifik baik pinion atau wheel pada segmen datang dan undur tidak dipengaruhi oleh variasi modul gigi roda gigi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Atanasiu, V., I. Doroftei, 2012: *Dynamic Contac Load of Spur Gear Pairs with Addendum Modification-Theory of Mechanism and Robotics Departement*, "Gh. Asachi", Technical University of Iasi, Rumania.
- [2] Chira, Flavia., Mihai Banica, 2010: *On The Slide Between The Teeth Flanks of The Cylindrical Gears with Asymetric Teeth*, The International Conference of The Carpathia Euro-Region Specialists in Industrial System 7th Edition, North University of Baia, Rumania.
- [3] Erdman, Arthur G., George N. Sandors, 1998: *Mechanism Design – Analysis and Synthesis, Volume I*, Englewood Cliffs, New Jersey, Printice Hall.
- [4] Georghe, Moldoven., Gavrilă C. Cătălin, Huidan Livia, 2012: *Ways To Increase The Contact Ratio for Spur Gears*, ANNALS of The Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume XI (XXI), 2012, Transsilvania University of Braşov, NR1.
- [5] Hannah, John., R.C. Stephens, 2008: *Mechanics of Machines-Advanced Theory and Examples*, 2nd Edition, Viva Books Private Limited, New Delhi, Mumbay.
- [6] Kieckbusch, Timo., Daniel Sappok, Bern Sauer, Ian Howard: *Calculation of the Combined Torsional Mesh Stiffness of Spur Gears with Two-and Three-Dimensional Parametrical FE Models*, University of Kaiserslautern, Institute of Machine Element, Gears and Transmission, Germany; *Strojniski vestnik – Journal of Mechanicals Engineering* 57(2011)11, 810 – 818 DOI: 10.5545/sv-jme.2010.248.
- [7] Mabie, Hamilton, H., Charles F. Reinholtz., 1986: *Mechanisms and Dynamics of Machinery*, Fourth Edition, Virginia Polytechnic Institute and State University, John Wiley & Sons, New York, Chicester.
- [8] Martin, George H., 1988, *Kinematika dan Dinamika Teknik*, diterjemahkan oleh Ir. Setiyobakti, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- [9] Niemann, Gustav., 1978, *Machine Elements-Design and Calculation Mechanical Engineering, Gear Volume, Translate by: K. Lakshminarayana*, Springer-Verlag, Berlin Heidenlberg New York.
- [10] Pleuguezueus, M., J. Pedrero, M. Sanches, 2011: *Analytical Expression of The Efficiency of Involute Spur Gears*, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, 19 – 25 June 2011, Mexico.
- [11] Paul, Burton, 1978: *Kinematics and Dynamics of Planar Machinery*, Englewood Cliffs, New Jersey, Printice Hall Inc.
- [12] Sularso, Kiyokatsu Suga, 1983: *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan – Elemen Mesin*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta.